# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

# MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE




УДК 621.382 10.23947/1992-5980-2017-17-2-88-98

## Адаптивный гидропривод с объемным регулированием подачи инструмента технологической машины[*]

**В. С. Сидоренко[1], В. И. Грищенко[2], С. В. Ракуленко[3], М. С. Полешкин[4]** **

[1,2,3,4]Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

## Adaptive hydraulic drive with delivery tool-feed control of production machine[***]

**V. S. Sidorenko[1], V. I. Grishchenko[2], S. V. Rakulenko[3], M. S. Poleshkin[4]****

[1,2,3,4] Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

*Введение.* Рассматривается разработка адаптивного гидропривода с объемным регулированием скорости подачи инструмента технологических машин на примере мобильной буровой установки УРБ-2,5. Для адаптации гидропривода подачи инструмента к изменяющейся нагрузке на приводе главного движения в процессе бурения был разработан гидравлический контур управления. Контур включает многофункциональный гидромеханический датчик, выполняющий функции мониторинга процесса бурения и управления оригинальным гидравлическим клапаном, позволяющим формировать давление управления гидромотором подачи инструмента.

*Материалы и методы*. Разработана обобщенная математическая модель адаптивного гидропривода с объемным регулированием. Проведен вычислительный эксперимент с целью идентификации процессов в оригинальном гидравлическом контуре управления гидромотором и приводе подачи инструмента в целом.

*Результаты исследования***.** Получены новые математические и компьютерные модели адаптивного гидропривода с объемным способом регулирования частоты вращения двухмассовой динамической системы и гидравлического контура управления с гидромеханическим многофункциональным устройством. Идентифицированы процессы, протекающие в гидравлическом контуре управления, доказана работоспособность предлагаемых схемотехнических решений. Определены количественные и качественные характеристики адаптивного привода, зависимости скоростей подачи и вращения инструмента и диапазон их изменений.

*Обсуждение и заключения*. Полученные результаты могут быть использованы при создании новых буровых установок с различными характеристиками. Использование разработанных математических и компьютерных моделей позволит сократить затраты времени и средств при проектировании адаптивного гидропривода буровой установки, создании опытных образцов и пуско-наладочных работах.

*Introduction.* The development of the adaptive hydraulic drive with the volumetric tool-feeding speed control of the production machines using the example of the portable URB-2.5 drilling unit is considered. A hydraulic control circuit is developed for adapting the tool-feeding hydraulic drive to the discontinuous load on the main motion drive in the course of drilling. The circuit includes a multifunctional hydromechanical transmitter executing functions of the drilling process monitoring and the original hydraulic valve control that allows generating the control pressure of the tool-feed hydraulic drive.

*Materials and Methods*. A generic mathematical model of an adaptive hydraulic drive with delivery control is developed. A computational experiment is carried out to identify processes in the original hydraulic motor control circuit and in the tool-feed drive as a whole.

*Research Results.* New mathematical and computational models of the adaptive hydraulic drive with the volumetric method of the revolution control of the dual-mass dynamic system and the hydraulic control circuit with a hydromechanical multifunctional device are obtained. The processes running in the hydraulic control circuit are identified; the efficiency of the offered sheet-oriented solutions is proved. Quantitative and qualitative characteristics of the adaptive hydraulic drive, dependences of the tool feed and rotation velocities and their variation range are specified.

*Discussion and Conclusions.* The obtained results can be used to create new drilling rigs with various characteristics. The application of the developed mathematical and computational models will allow reducing time and resource expenditures under designing an adaptive hydraulic drive of the drilling rig, and creating prototype models and commissioning activities.

---

[*] Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

[**] E-mail: v.sidorenko1942@gmail.com, vig84@yandex.ru, rakulenko84@mail.com, poleshkin.maks@gmail.com

[***] The research is done within the frame of independent R&D.

**Ключевые слова:** адаптивный гидропривод, объемный способ регулирования, гидромеханический датчик, клапан с гидравлическим управлением.

**Keywords:** adaptive hydraulic drive, volumetric control method, hydromechanical transmitter, hydraulic control valve.

**Введение.** С развитием строительной индустрии в России возрастает потребность в проведении геологоразведочных работ, осуществляемых с помощью различных технологических машин. Эффективность таких машин в основном определяется энергоэффективностью, надежностью, производительностью и функциональными возможностями применяемых систем приводов [1, 2]. Поэтому совершенствование и создание новых эффективных систем приводов технологических машин является актуальной задачей [3, 4].

Работа проводилась в рамках совместных работ с изготовителем установок разведывательного бурения — предприятием ООО «Завод СтройНефтеМаш» (г. Ростов-на-Дону). Объектом исследования являлась наиболее широко применяемая при геологоразведочных работах мобильная буровая установка (МБУ) роторного бурения УРБ-2,5 [2].

Применяемый роторный способ бурения в мобильной буровой установке УРБ-2,5 является самым распространенным. Основными преимуществами вращателей роторного типа являются простота конструкции, большой ход подачи и возможность передачи больших крутящих моментов.

В процессе исследования гидроприводов главного движения и подачи установки УРБ-2,5 и ее аналогов УРБ-3А3, УРБ-2А2 были выявлены существенные недостатки:

- значительные потери мощности, снижение скоростных характеристик гидродвигателей и КПД привода, увеличение расхода топлива при применении дроссельного способа регулирования скорости;
- отсутствие устройств мониторинга стационарных процессов в реальном времени при проведении буровых работ;
- отсутствие обратной связи для согласования работы приводов в автоматическом режиме.

Для устранения вышеупомянутых недостатков был разработан усовершенствованный гидравлический привод МБУ с адаптивным машинным регулированием скорости подачи инструмента, обеспечивающим оригинальный контур гидравлического управления, образуемый многофункциональным управляющим устройством — гидромеханическим датчиком [5].

**Обобщенная структура гидропривода.** Обоснованию принципов построения гидропривода подачи инструмента технологических машин предшествовали систематизация и анализ известных схемотехнических решений и результатов научных исследований [6–12]. На этой основе были сформулированы основные принципы построения привода с улучшенными динамическими и энергетическими параметрами:

- адаптация динамической системы гидропривода подачи к изменяющимся нагрузочным характеристикам;
- создание системы управления с гидравлическими линиями связи, обеспечивающей согласованную работу гидропривода главного движения и подачи;
- создание многофункциональных управляющих устройств, позволяющих одновременно осуществлять мониторинг кинематических и силовых характеристик привода в реальном времени;
- разработка гидромеханических устройств, обеспечивающих построение интегрированной структуры гидропривода подачи из ограниченного состава функциональных блоков.

Авторами предложена обобщенная структура гидропривода технологической машины с зависимой подачей инструмента, представленная на рис. 1. Она поясняет состав и взаимные связи основных подсистем: механической, гидравлической силовой, управляющей и информационной.

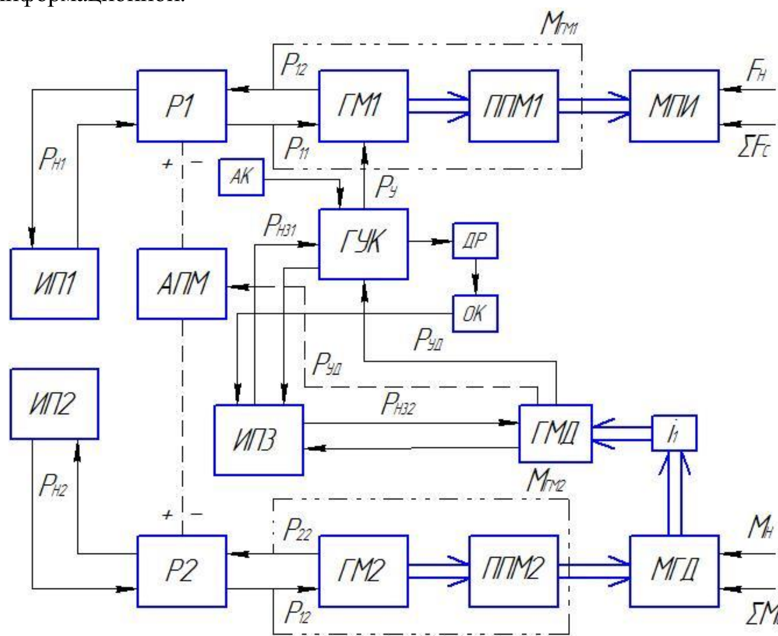



Рис. 1. Структурная схема гидромеханической системы рабочих движений технологической машины

Fig. 1. Structural diagram of hydromechanical system of working motions of production machine

На рис. 1 приняты следующие обозначения: ИП1, ИП2 — источники питания силового контура; ИП3 — источник питания управляющего контура; Р1, Р2 — распределитель; ГМ1, ГМ2 — гидромоторы; ППМ1, ППМ2 — передаточно-преобразующие механизмы; МПИ — механизм подачи инструмента; МГД — механизм главного движения; $i_1$ — механическое сопряжение; $F_н$ — усилие нагрузки; $M_н$ — крутящий момент; АПМ — аппаратно-программный модуль; ГУК — клапан с гидравлическим управлением; ГМД — гидромеханический датчик; АК — аккумулятор; ДР — дроссель; КО — клапан обратный.

Силовая часть гидропривода состоит: из двух источников питания ИП1, ИП2; управляющих распределителей Р1, Р2; гидромотора, регулируемого ГМ1 (подача); гидромотора, нерегулируемого ГМ2 (главное движение). Она формирует параметры потока жидкости и преобразует его энергию в движение выходных звеньев ГМ1 и ГМ2. Изменением параметров потока реализуются различные способы управления гидромоторами.

Управляющая подсистема состоит из автономного источника питания ИП3, гидромеханического датчика ГМД, клапана с гидравлическим управлением ГУК, дросселя ДР, клапана обратного КО, аккумулятора АК. Подсистема реализует алгоритм согласования рабочих движений привода главного движения и подачи инструмента в автоматическом цикле за счет оригинального контура гидравлического управления.

Гидромеханический датчик ГМД кинематически связан механизмом сопряжения $i_1$ с вращением инструмента [5]. ГМД помимо информационно-измерительной функции реализует функцию управления гидроприводом, формируя на выходе амплитудно-частотный сигнал в виде импульсов давления.

Гидравлический сигнал преобразуется в ГУК, который впоследствии формирует управляющий сигнал от ИП3 в виде давления управления на блок регулятора гидромотора ГМ1. Уровень сигнала пропорционально изменяет рабочий объем гидромотора ГМ1 (рис. 3).

Информационный электрический сигнал от датчика давления ГМД, поступающий на аппаратно-программный модуль АПМ, позволяет в реальном времени производить мониторинг работы привода по энергетическим и силовым параметрам, сопоставлять их с заданными по технологии, в экстренных случаях отключать питание гидродвигателей ГМ1 и ГМ2, а также предупреждать о возможности возникновения опасности заклинивания инструмента.

Амплитудно-частотный сигнал, поступающий от ГМД, невозможно использовать без преобразования для управления рабочим объемом ГМ1. Для решения этой задачи был разработан специальный ГУК, который позволяет в зависимости от частоты и амплитуды колебания давления на управляющем входе формировать давление управления на выходе для регулирования ГМ1.

**Математическая модель гидропривода.** Расчетная схема на рис. 2, в соответствии с которой проводилось моделирование, поясняет работу привода, а также взаимные связи и параметры разработанной математической модели гидромеханической системы МБУ [10].

При увеличении нагрузки на валу гидромотора главного движения ГМ2, обороты привода начинают падать, что фиксируется ГМД. Частота импульсов давления падает, а амплитуда растет, что приводит к увеличению расхода через ГУК. В результате этого растет давление управления Ру для блока регулятора мотора ГМ1, рабочий объем увеличивается. При этом скорость подачи инструмента уменьшается из-за постоянства подачи насоса Н1.

По информационному каналу от ГМД данные отправляются на АПМ, обрабатываются и выводятся на экран оператора в виде графиков. По ним оператор может визуально оценить параметры процесса бурения. Связь АПМ с устройством «Электронная педаль газа» автомобильного шасси позволяет при резком возникновении избыточной нагрузки перевести обороты двигателя в режим холостого хода. Это позволит обезопасить узлы и механизмы МБУ от возникновения запредельных нагрузок.

При снижении нагрузки в приводе главного движения скорость подачи автоматически увеличивается. При этом стабилизируется величина подачи на один оборот инструмента и обеспечивается рациональный режим бурения по производительности и энергозатратам за счет объемного способа регулирования скорости подачи.

Учитывая сложности в реализации натурного эксперимента по исследованию гидропривода с зависимой подачей инструмента при бурении, для исследования предложенной обобщенной структуры составлена математическая модель, описывающая поведение привода подачи инструмента от динамики привода главного движения (вращения).

С учетом особенностей сложных гидромеханических систем [7, 8, 12], составлена система нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение привода подачи инструмента в рамках типового технологического цикла.

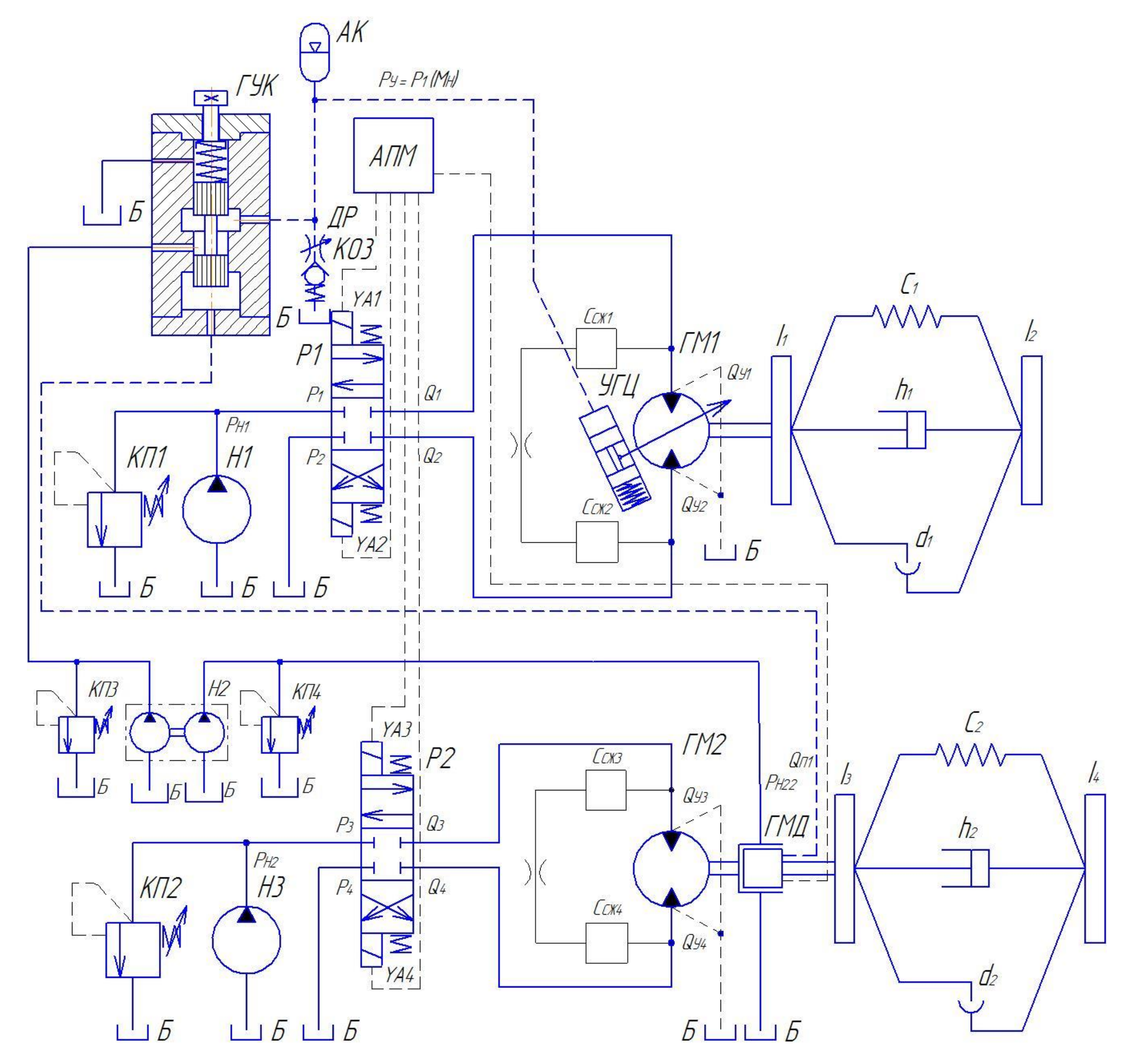



Рис. 2. Расчетная схема гидромеханической системы

Fig. 2. Analytical model of hydromechanical system

Механическая подсистема представлена как двухмассовая, путем приведения одной части ее составляющих к ведущим *Y*1, а другой — к ведомым *Y*2 массам для привода подачи. Для привода главного движения обозначим через *Y*3 ведущие, а через *Y*4 — ведомые массы [8].

При этом учитываются упругие свойства кинематической цепи от гидромотора ГМ1 и ГМ2 до суппорта подачи инструмента:

$$Y_1 \frac{d^2\phi_1}{dt^2} = M_{ГМ1} - M_{C1} - M_{1-2} - M_{ГМД}, \quad (1)$$

$$Y_2 \frac{d^2\phi_2}{dt^2} = M_{1-2} - \mathrm{F}_{C2} - M_{H1}, \quad (2)$$

$$Y_3 \frac{d^2\phi_3}{dt^2} = M_{ГМ2} - M_{C3} - M_{3-4} - M_{ГМД}, \quad (3)$$

$$Y_4 \frac{d^2\phi_4}{dt^2} = M_{3-4} - \mathrm{F}_{C3} - M_{H2}, \quad (4)$$

где $Y_1\dfrac{d^2\phi_1}{dt^2}, Y_2\dfrac{d^2\phi_2}{dt^2}$, $Y_3\dfrac{d^2\phi_3}{dt^2}$, $Y_4\dfrac{d^2\phi_4}{dt^2}$ — динамический момент от вращающихся масс $Y_1, Y_2$, $Y_3$, $Y_4$, Н·м; $M_{ГМ1}=\dfrac{1}{2\cdot\pi}\cdot q_{ГМ1}(p_y)\cdot(p_1-p_2)$ — крутящий момент регулируемого гидромотора ГМ1от давления управления $p_y$, Н·м; $M_{ГМ2}=\dfrac{1}{2\cdot\pi}\cdot q_{ГМ2}(p_1^{\prime}-p_2^{\prime})$ — крутящий момент гидромотора ГМ2, Н·м; $M_{Hi}=M_{Hi}(F_{нi})$ — крутящий момент от нагрузки, создаваемой усилием подачи $F_н$ при бурении [1, 10], Н·м; $M_{C1}$ и $M_{C3}$ — соответственно крутящие моменты от сил сопротивления движению ГМ1 и ГМ2 (сухого и вязкого трения, позиционной нагрузки), определяемые выражениями:

$$M_{C1}=M_{T1}+M_{B1}+M_{П1}=M_{TO1}\cdot \mathrm{Sign}\frac{d\phi_1}{dt}+K_B\cdot\frac{d\phi_1}{dt}+K_{П1}\cdot\phi_1, \quad (5)$$

$$M_{C3}=M_{T3}+M_{B3}+M_{П3}=M_{TO2}\cdot \mathrm{Sign}\frac{d\phi_3}{dt}+K_B\cdot\frac{d\phi_3}{dt}+K_{П3}\cdot\phi_3; \quad (6)$$

$M_{C2}$ и $M_{C4}$ — моменты от сил сопротивления движению ведомых масс $Y_2$ и $Y_4$, определяемые выражениями:

$$M_{C2}=M_{T2}+M_{B2}+M_{П2}=M_{TO1}\cdot \mathrm{Sign}\frac{d\phi_2}{dt}+M_{BT2}\cdot\frac{d\phi_2}{dt}+K_{П2}\cdot\phi_2, \quad (7)$$

$$M_{C4}=M_{T4}+M_{B4}+M_{П4}=M_{TO2}\cdot \mathrm{Sign}\frac{d\phi_4}{dt}+M_{BT4}\cdot\frac{d\phi_4}{dt}+K_{П4}\cdot\phi_4; \quad (8)$$

$M_{1-2}$ и $M_{3-4}$ — упругие моменты кинематической связи масс $Y_1, Y_2$ и $Y_3$, $Y_4$ соответственно, определяемые выражениями:

$$M_{1-2}=h_1\cdot\left(\frac{d\phi_2}{dt}-\frac{d\phi_1}{dt}\right)+C_{\alpha1}\cdot(\phi_2-\phi_1), \quad (9)$$

$$M_{3-4}=h_2\cdot\left(\frac{d\phi_4}{dt}-\frac{d\phi_3}{dt}\right)+C_{\alpha2}\cdot(\phi_4-\phi_3); \quad (10)$$

$M_{ГМД}$ — крутящий момент на валу гидромеханического датчика, Н·м; $M_{Ti}$ — момент от сил сухого трения, Н·м; $M_{Bi}$ — момент от сил вязкого трения, Н·м; $M_{Пi}$ — момент сил позиционной нагрузки ГМ1 и ГМ2, Н·м; $h_i$ — приведенный коэффициент демпфирования; $C_{\alpha i}$ — приведенный коэффициент жесткости; $\dfrac{d\phi_i}{dt}$ — приращение угловой координаты ГМ1 и ГМ2 во времени.

Поведение гидравлической силовой подсистемы гидропривода движения подачи описывают уравнения баланса расходов для напорной и сливной магистралей:

$$Q_1=Q_{ГМ1}+Q_{У1}+Q_{П1}+Q_{СЖ1}, \quad (11)$$

$$Q_2=Q_{ГМ1}-Q_{У2}+Q_{П1}+Q_{СЖ2}. \quad (12)$$

Поведение гидравлической силовой подсистемы гидропривода главного движения описывают уравнения баланса расходов для напорной и сливной магистралей:

$$Q_3=Q_{ГМ2}+Q_{У3}+Q_{П2}+Q_{СЖ3}, \quad (13)$$

$$Q_4=Q_{ГМ2}-Q_{У4}+Q_{П2}+Q_{СЖ4}. \quad (14)$$

Поведение гидравлической подсистемы управления гидроприводом подачи описывают уравнения баланса расходов в линии управления:

$$Q_{ГУК}=Q_{ДР}+Q_{АК}+Q_{У.ГМ}+Q_{СЖ5}, \quad (15)$$

где $Q_1 = \mu_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x_{y1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_H - p_1)}$, $Q_2 = \mu_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot x_{y2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_0)}$, $Q_3 = \mu_3 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot x_{y3} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{H2} - p_1^{'})}$, $Q_4 = \mu_4 \cdot \pi \cdot d_4 \cdot x_{y4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2^{'} - p_0)}$ — расходы через распределитель *P*1и *P*2 для напорной и сливной линий соответственно, м$^3$/с; $Q_{ДР} = \mu_{ДР} \cdot f_{ДР} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_У - p_{КО})}$ — расход рабочей жидкости через дроссель, м$^3$/с; $Q_{ГУК} = \mu_{ГУК} \cdot \pi \cdot d_{ГУК} \cdot x_{ГУК} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{НД} - p_У)}$ — расход рабочей жидкости через ГУК, м$^3$/с; $Q_{ГМ1} = q'_{ГМ1}(\gamma) \cdot \omega_1 \frac{d\phi_1}{dt}$ и $Q_{ГМ2} = q'_{ГМ2} \cdot \omega_3 \frac{d\phi_3}{dt}$ — расход на вращение вала гидромотора ГМ1 и ГМ2 соответственно, м$^3$/с; $Q_{y1} = k_y \cdot p_1$, $Q_{y2} = k_y \cdot p_2$ и $Q_{y3} = k_y \cdot p_1^{'}$, $Q_{y4} = k_y \cdot p_4^{'}$ — расход утечек напорной и сливной гидромагистралей для контура подачи и главного движения соответственно, м$^3$/с; $Q_{П1} = k_n \cdot (p_1 - p_2)$ и $Q_{П2} = k_n \cdot (p_1^{'} - p_2^{'})$ — расход перетечки рабочей жидкости, для контуров с ГМ1 и ГМ2 соответственно м$^3$/с; $Q_{СЖi} = \frac{(q_i'/2) + W_{iгл}}{E_{см}} \cdot \frac{dp_i}{dt}$ — расходы на компенсацию объемной деформации жидкости в магистралях гидродвигателей, м$^3$/с; $Q_{СЖ.У} = \frac{W_У}{E_{см}} \cdot \frac{dp_{У.ГМ}}{dt}$ — расходы на компенсацию объемной деформации жидкости в линии управления гидромотором подачи инструмента, м$^3$/с; $Q_{АК}$ — расход рабочей жидкости при перемещении подвижного элемента гидроаккумулятора, м$^3$/с; $Q_{У.ГМ}$ — расход рабочей жидкости при перемещении подвижного элемента блока управления гидромотором, м$^3$/с; $q'_{ГМ1} = f(p_У)$ — рабочий объем гидромотора ГМ1 как функция от давления управления (рис. 3), м$^3$; $\mu_i$ — коэффициент расхода проточной части регулирующих устройств; $x_{yi}$ — перемещение запорно-регулирующего элемента, м; $p_{H1}$ и $p_{H2}$ — давление в напорной гидролинии насоса *H*1 и *H*2 соответственно, Па; $p_0$ — давление в сливной гидролинии, Па; $\omega_1$ и $\omega_3$ — скорости вала гидромотора ГМ1 и ГМ2 соответственно, рад/с; $d_i$ — диаметр проточной части гидрораспределителей *P*1 и *P*2, м; $\rho$ — плотность рабочей жидкости, кг/м$^3$; $k_y$, $k_n$, — коэффициенты утечки и перетечки соответственно; $E_{см}$ — модуль объемной упругости рабочей жидкости, учитывающий растворенный воздух, Па; $W_{iгл}$ — объем *i*-го участка гидролинии, м$^3$; $\frac{dp_i}{dt}$ — приращение давления в полостях гидромотора ГМ1 и ГМ2.




Рис. 3. График зависимости $q'_{ГМ1} = f(p_У)$

Fig. 3. $q'_{ГМ1} = f(p_У)$ dependency graph

Решение системы уравнений математической модели осложняется нестационарностью протекающих в ней динамических процессов и особенностями поведения рабочей жидкости [9, 11]. Поэтому авторами были приняты следующие допущения: утечки малы и могут быть ограничены коэффициентом утечки $k_y$ [8]; трубопроводы короткие, гладкие, жесткие, что позволяет не учитывать волновые процессы в потоках рабочей жидкости; динамические процессы протекают в окрестности точки нагрузочной характеристики привода, поэтому: $Q_H=const$, $p_н=p_{клmax}=const$; рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует нерастворённый воздух; сосредоточенный объём сжимаемой жидкости $Q_{сж}$ считаем присоединенным к рабочей полости гидродвигателя.

Построение и моделирование системы гидропривода проводилось в несколько этапов с использованием программного пакета *MatLab Simulink* и подсистемы модульного программирования *Simscape*.

В силу сложности реализации математической модели гидромеханической двухмассовой системы каждого контура, она формировалась путем последовательного усложнения базовой одномассовой модели, с корректировкой параметров на каждом этапе моделирования [12].

**Вычислительный эксперимент.** Основные исходные данные, характерные для базового режима работы буровой установки [1, 2], используемые при моделировании (табл. 1), основаны на данных технической документации (ТУ предприятия изготовителя ООО «Завод СтройНефтеМаш») и идентификации рабочих процессов при испытаниях.

Таблица 1

Table 1

Исходные данные для моделирования

Initial data for modeling

| № п/п | Параметры | Обозначение | Главное движение (ГМ2) | Обозначение | Подача инст. (ГМ1) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Перемещение | $\phi_2$ | 0–∞ рад | $\phi_4$ | 0–100 м |
| 2 | Скорость | $\omega_1$ | 0–125 рад/с | $\omega_3$ | 0–2,2 м/с |
| 3 | Технологическая нагрузка | $M_{Hi}$ | 0–1800 Н·м | $F_{нi}$ | $0–25\cdot10^3$ Н |
| 4 | Рабочий объем гидродвигателя | $q_{ГМ1}$ | 160 см$^3$ | $q_{ГМ2}$ | 112 см$^3$ |
| 5 | Давление на входе в гидродвигатель, не более | $p_1$ | $18\cdot10^6$ Па | $p_1'$ | $18\cdot10^6$ Па |
| 6 | Давление на выходе гидродвигателя, не более | $p_2$ | $1,5\cdot10^6$ Па | $p_2'$ | $1,5\cdot10^6$ Па |
| 7 | Масса перемещаемого целевого механизма | $m_{ЦМ}$ | 400 кг | | |
| 8 | Давление в напорной линии насоса | $p_{H1}$ | $20\cdot10^6$ Па | $p_{H2}$ | $20\cdot10^6$ Па |
| 9 | Давление в сливной гидролинии | $p_0$ | $0,5\cdot10^6$ Па | | |
| 10 | Давление управления | $p_У$ | $(0,6–2)\cdot10^6$ Па | | |
| 11 | Диаметр гидролиний | $d_{лi}$ | 0,02 м | | |
| 12 | Суммарная длина гидролиний | $\Sigma l_л$ | 8 м | | |

На рис. 4 изображена типовая осциллограмма процесса адаптации привода подачи инструмента к изменениям нагрузки на приводе главного движения. При вычислительном эксперименте ГМД, частота вращения

вала которого зависит от частоты вращения вала гидромотора главного движения, моделирование осуществлялось как изменение площади живого сечения датчика по синусоидальному закону.

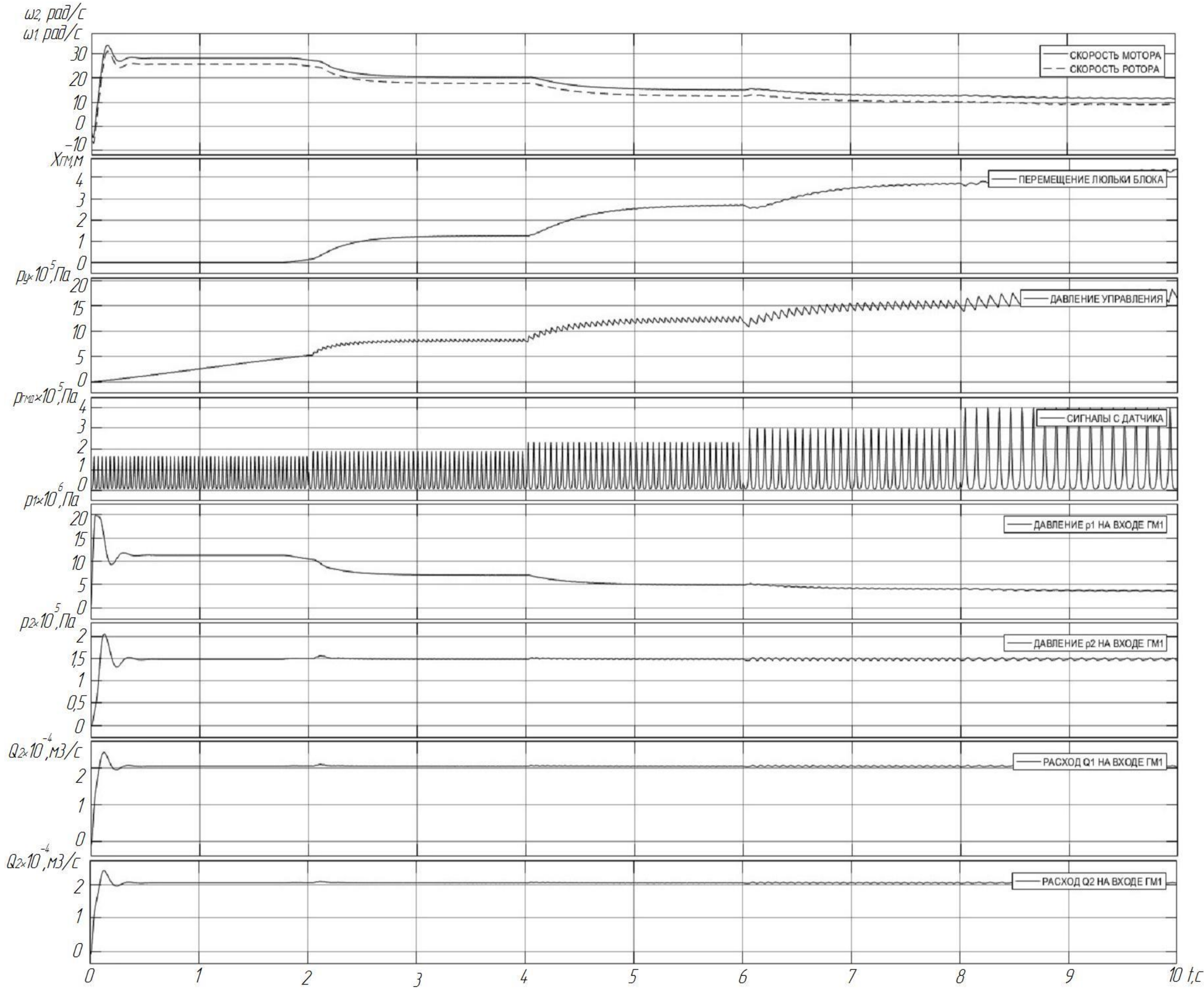



Рис. 4. Типовая осциллограмма процесса адаптации привода подачи инструмента к изменению нагрузки

Fig. 4. Standard oscilloscope pattern of adaptation process of tool feeding drive to load variation

В период времени от 0 до 2 сек. частота изменения площади живого сечения ГМД соответствовала частоте вращения вала гидромотора главного движения, равной 1200 об/мин. Далее соответственно: от 2 до 4 сек. — 1070 об/мин; от 4 до 6 сек. — 860 об/мин; от 6 до 8 сек. — 644 об/мин; от 8 до 10 сек. — 430 об/мин. При этом изменялись частота и амплитуда давления управления, формируемого датчиком.

В зависимости от частоты и амплитуды этих сигналов происходило изменение проточной части ГУК, что приводило к изменению расхода РЖ через него (рис. 4). Чем меньше частота и выше амплитуда сигналов, поступающих от датчика, тем выше приращение объемов РЖ в полости управления гидромотором в единицу времени и тем выше давление управления (рис. 4). Повышение давления управления приводит к увеличению рабочего объема гидромотора (рис. 3) и уменьшению частоты вращения его вала.

**Результаты вычислительного эксперимента.** Вычислительный эксперимент позволил идентифицировать процессы, протекающие в оригинальном гидравлическом контуре управления адаптивным приводом. Качественные и количественные характеристики моделируемой гидросистемы хорошо согласуются с рабочими процессами технологической машины. Переходные процессы устойчивые и не превышают установленных норм.

В результате вычислительного эксперимента получена зависимость частоты вращения вала гидромотора подачи инструмента от частоты вращения вала гидромотора главного движения (рис. 5).

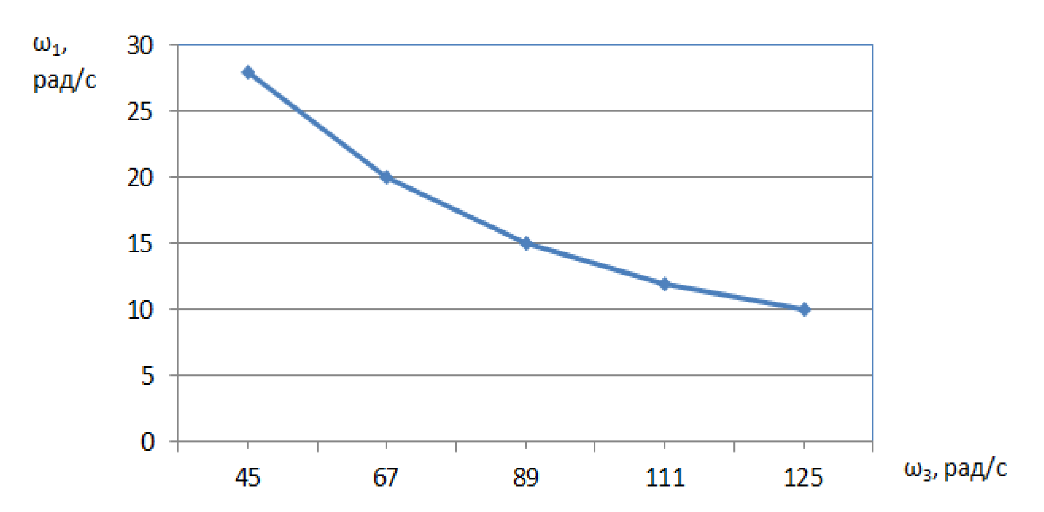



Рис. 5. Зависимость частот вращения валов гидромоторов подачи $\omega_1$ и вращения инструмента $\omega_3$

Fig. 5. Dependence of shaft speeds of feed hydraulic motors $\omega_1$ and tool rotation $\omega_3$

На рис. 5 продемонстрировано, что зависимость частоты вращения вала гидромотора главного движения от частоты вращения вала гидромотора подачи инструмента близка к линейной и удовлетворяет требованиям, предъявляемым ООО «Завод СтройНефтеМаш» к буровым установкам такого типа [2].

**Заключение**. Полученные результаты могут быть использованы при создании новых буровых установок с различными характеристиками. Использование разработанных математических и компьютерных моделей позволит сократить затраты времени и средств при проектировании адаптивного гидропривода буровой установки, создании опытных образцов и пуско-наладочных работах. Разработка многофункционального гидромеханического датчика в контуре управления гидроприводом позволит существенно упростить мониторинг, анализ и синтез процесса бурения скважин.

**Библиографический список**

1. Басарыгин, Ю. М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин / Ю. М. Басарыгин, А. И. Булатов, Ю. М. Проселков. — Москва : ООО «Недра-Бизнесцентр», 2001. — 679 с.

2. Установки разведочного бурения 58821–0000010, 58822–0000010, 5882–0000010 (УРБ-2.5). Технические условия 3662–602–70654677–2007. — ЗАО «Завод Стройнефтемаш», 2007. — 30 с.

3. Сельскохозяйственные машины: теория, расчет, конструкция, использование / В. В. Радин [и др.]. — Зерноград : АЧГАА, 2013. — 512 с.

4. Грищенко, В. И. Повышение точности быстродействующего пневмогидравлического привода механизмов машин : дис. канд. техн. наук. / В. И. Грищенко. — Ростов-на-Дону, 2010. — 131 с.

5. Гидравлический датчик : патент 2538071 Рос. Федерация : G01P3 / 32 / В. С. Сидоренко, Ле Чунг Киен, С. В. Ракуленко. — № 2013177045; заявл. 07.06.13; опубл. 10.01.15, Бюл. №1. — 3 с.

6. Гидравлический позиционный привод : патент 2458261 Рос. Федерация : F15B 11 / 12 / М. С. Полешкин, В. С. Сидоренко, В. И. Грищенко. — № 2009149046; заявл. 30.12.09; опубл. 10.08.12, Бюл. № 22. — 5 с.

7. Грищенко, В. И. Моделирование процесса позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования дискретным пневмогидравлическим устройством с пневматическими линиями связи / В. И. Грищенко, В. С. Сидоренко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2009. — Т. 9, № 2. — С. 81–89.

8. Аль-Кудах, А. М. Моделирование процесса позиционирования поворотно-делительных механизмов автоматического технологического оборудования устройствами с гидравлическими линиями связи / А. М. Аль-Кудах, В. С. Сидоренко, В. И. Грищенко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2008. — Т. 8, № 4 (39). — С. 191–201.

9. Полешкин, М. С. Идентификация рабочих процессов в многофункциональном тормозном устройстве / М. С. Полешкин, А. М. Аль-Кудах, В. И. Грищенко, В. С. Сидоренко // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика : тезисы докл. XII междунар. науч.-техн. конф. — Москва, 2008. — С. 54–55.

10. Ракуленко, С. В. Моделирование гидравлической системы с зависимой подачей инструмента мобильной буровой установки / С. В. Ракуленко, М. С. Полешкин, В. И. Грищенко, В. С. Сидоренко // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития – 2016 : сб. науч. трудов IX междунар. науч.-техн. конф. — Санкт-Петербург, 2016. — С. 365–375.

11. Полешкин, М. С. Нестационарные гидромеханические характеристики проточной части управляющих устройств клапанного типа / М. С. Полешкин, В. С. Сидоренко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2012. — Т. 9, спец. вып. — С. 93–102.

12. Полешкин, М. С. Математическое моделирование автоматизированного позиционного гидропривода целевых механизмов машин с контуром гидравлического управления повышенной эффективности [Электронный ресурс] / М. С. Полешкин, В. С. Сидоренко // Инженерный Вестник Дона. — 2012. — № 3. — Режим доступа : http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n3y2012/947 (дата обращения 10.03.17).

**References**

1. Basarygin, Y.M., Bulatov, A.I., Proselkov, Y.M. Tekhnologiya bureniya neftyanykh i gazovykh skvazhin. [Technology of drilling oil and gas wells.] Moscow: LLC «Nedra-Biznestsentr», 2001, 679 p. (in Russian).

2. Ustanovki razvedochnogo bureniya 58821–0000010, 58822–0000010, 5882–0000010 (URB-2.5). Tekhnicheskie usloviya 3662–602–70654677–2007. [Installations for exploratory drilling 58821-0000010, 58822-0000010, 5882-0000010 (URB-2.5). Specifications 3662-602-70654677-2007.] CJSC «Zavod Stroyneftemash», 2007, 30 p. (in Russian).

3. Radin, V.V., et al. Sel'skokhozyaystvennye mashiny: teoriya, raschet, konstruktsiya, ispol'zovanie. [Agricultural machines: theory, calculation, design, use.] Zernograd: AChGAA, 2013, 512 p. (in Russian).

4. Grishchenko, V.I. Povyshenie tochnosti bystrodeystvuyushchego pnevmogidravlicheskogo privoda mekhanizmov mashin: dis. kand. tekhn. nauk. [Increase in accuracy of high-speed pneumohydraulic drive of machines: Cand.Sci. (Eng.) diss.] Rostov-on-Don, 2010, 131 p. (in Russian).

5. Sidorenko, V.S., Le Chung Kien, Rakulenko, S.V. Gidravlicheskiy datchik : patent 2538071 Ros. Federatsiya: G01P3 / 32. [Hydraulic sensor.] Patent RF, no. 2538071, 2015 (in Russian).

6. Poleshkin, M.S., Sidorenko, V.S., Grishchenko, V.I. Gidravlicheskiy pozitsionnyy privod: patent 2458261 Ros. Federatsiya : F15B 11 / 12. [Hydraulic positioning drive] Patent RF, no. 2458261, 2012 (in Russian).

7. Grishchenko, V.I., Sidorenko, V.S. Modelirovanie protsessa pozitsionirovaniya ispolnitel'nykh mekhanizmov tekhnologicheskogo oborudovaniya diskretnym pnevmogidravlicheskim ustroystvom s pnevmaticheskimi liniyami svyazi. [Modeling process positioning of executive mechanisms of technology equipment of discrete pneumohydraulic device with pneumatic communication lines.] Vestnik of DSTU, 2009, vol. 9, no. 2, pp. 81–89 (in Russian).

8. Al-Qudah, A.M., Sidorenko, V.S., Grishchenko, V.I. Modelirovanie protsessa pozitsionirovaniya povorotno-delitel'nykh mekhanizmov avtomaticheskogo tekhnologicheskogo oborudovaniya ustroystvami s gidravlicheskimi liniyami svyazi. [Positioning process modeling of automated manufacturing equipment of rotary-divided mechanisms with hydraulic lines.] Vestnik of DSTU, 2008, vol. 8, no. 4 (39), pp. 191–201 (in Russian).

9. Poleshkin, M.S., Al-Qudah, A.M., Grishchenko, V.I., Sidorenko, V.S. Identifikatsiya rabochikh protsessov v mnogofunktsional'nom tormoznom ustroystve. [Identification of work processes in multifunction braking device.] Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika: tezisy dokl. XII mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. [Hydraulic machines, hydraulic drives, and hydropneumatic automation: Proc. XII Int. Sci.-Tech. Conf.] Moscow, 2008, pp. 54–55 (in Russian).

10. Rakulenko, S.V., Poleshkin, M.S., Grishchenko, V.I., Sidorenko, V.S. Modelirovanie gidravlicheskoy sistemy s zavisimoy podachey instrumenta mobil'noy burovoy ustanovki.[Modeling of hydraulic system with dependent tool feed of mobile drilling rig.] Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika. Sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya – 2016: sb. nauch. trudov IX mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. [Hydraulic machines, hydraulic drives, and hydropneumatic automation. Current state and development prospects – 2016: Proc. IX Int. Sci.-Tech. Conf.] St. Petersburg, 2016, pp. 365–375 (in Russian).

11. Poleshkin, M.S., Sidorenko, V.S. Nestatsionarnye gidromekhanicheskie kharakteristiki protochnoy chasti upravlyayushchikh ustroystv klapannogo tipa. [Unsteady hydromechanical specifications of valve flow operator.] Vestnik of DSTU, 2012, vol. 9, no. 6, pp. 93–102 (in Russian).

12. Poleshkin, M.S., Sidorenko, V.S. Matematicheskoe modelirovanie avtomatizirovannogo pozitsionnogo gidroprivoda tselevykh mekhanizmov mashin s konturom gidravlicheskogo upravleniya povyshennoy effektivnosti. [Mathematical

modeling of the automated positioning hydraulic drive of special purpose machines with hydraulic control circuit of increased efficiency.] Engineering Journal of Don, 2012, no. 3. Available at: http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n3y2012/947 (accessed: 10.03.17) (in Russian).

Поступила в редакцию 22.02.2017
Сдана в редакцию 22.02.2017
Запланирована в номер 05.04.2017

Received 22.02.2017
Submitted 22.02.2017
Scheduled in the issue 05.04.2017

***Об авторах:***

**Сидоренко Валентин Сергеевич,**
профессор кафедры «Гидравлика, гидропневмо-автоматика и тепловые процессы» Донского государственного технического университета (РФ, 344000, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), доктор технических наук, профессор,
ORCID: http://orcid.org/0000-0001-5124-6324
v.sidorenko1942@gmail.com

**Грищенко Вячеслав Игоревич,**
доцент кафедры «Гидравлика, гидропневмо-автоматика и тепловые процессы» Донского государственного технического университета (РФ, 344000, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук,
ORCID : http://orcid.org/0000-0003-1422-2811
vig84@yandex.ru

**Ракуленко Станислав Вадимович,**
старший преподаватель кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы» Донского государственного технического университета (РФ, 344000, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1),
ORCID : http://orcid.org/0000-0001-8293-0305
rakulenko84@mail.com

**Полешкин Максим Сергеевич,**
доцент кафедры «Гидравлика, гидропневмо-автоматика и тепловые процессы» Донского государственного технического университета (РФ, 344000, Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук,
ORCID : http://orcid.org/0000-0002-5364-1106
poleshkin.maks@gmail.com

***Authors:***

**Sidorenko, Valentin S.,**
professor of the Hydraulics, Hydropneumoautomation and Heat Processes Department, Don State Technical University (RF, 344000, Rostov-on-Don, Gagarin Square, 1), Dr.Sci. (Eng.), professor,
ORCID: http://orcid.org/0000-0001-5124-6324
v.sidorenko1942@gmail.com

**Grishchenko, Vyacheslav I.,**
associate professor of the Hydraulics, Hydropneumoautomation and Heat Processes Department, Don State Technical University (RF, 344000, Rostov-on-Don, Gagarin Square, 1), Cand.Sci. (Eng.),
ORCID : http://orcid.org/0000-0003-1422-2811
vig84@yandex.ru

**Rakulenko, Stanislav V.,**
senior lecturer of the Hydraulics, Hydropneumoautomation and Heat Processes Department, Don State Technical University (RF, 344000, Rostov-on-Don, Gagarin Square, 1),
ORCID : http://orcid.org/0000-0001-8293-0305
rakulenko84@mail.com

**Poleshkin, Maxim S.,**
associate professor of the Hydraulics, Hydropneumoautomation and Heat Processes Department, Don State Technical University (RF, 344000, Rostov-on-Don, Gagarin Square, 1), Cand.Sci. (Eng.),
ORCID : http://orcid.org/0000-0002-5364-1106
poleshkin.maks@gmail.com